

大容量水泵水轮机振动的研究

(日) 梅村 直等

1 前言

日本国内已建成了水头超过500~600m, 单机容量超过350MW的蓄能电站。今后还将兴建水头为700~800m的超高水头的蓄能电站。

研制高水头大容量水泵水轮机, 需要解决诸多技术问题。其中, 最主要是解决振动问题和采用高水头而带来的高速化问题。

图1示出了日本制造的出力300MW以上的水泵水轮机。为达到高水头, 必须增加转轮外缘的速度, 同一容量下采用转速高的机组。近年来, 通过优化设计达到高效率。同水头、同容量机组, 采用转速高、尺寸较小的水泵水轮机。图2示出了同水头(扬程)向高比速(转速)发展的趋势。

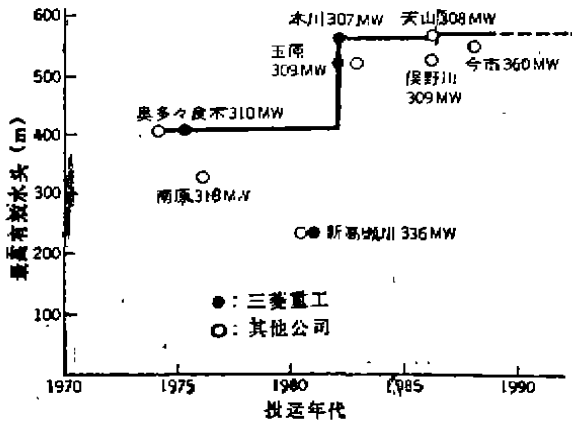


图1 日本大容量水泵水轮机的发展

随着高水头及伴随的高速化, 必然增加转轮周速、流速、内部压力和压力脉动, 因此, 必须使水泵水轮机的整体设备从性能、强度及振动方面比以往更能承受苛刻的条件。本文从振动角度出发, 介绍了下面一些研究内容。

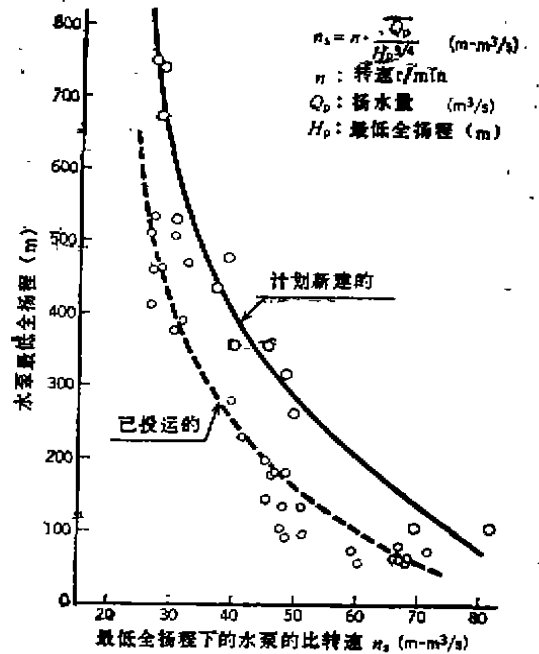


图2 水泵水轮机向高速化方向发展的趋势

- (1) 转轮的振动、强度
- (2) 轴系振动
- (3) 压力脉动和厂房(圆柱支墩)振动
- (4) 振动监视诊断

2 水泵水轮机的振动问题

过去水泵水轮机由于采用低转速, 所以, 运行比较平稳。而高水头、大容量水泵水轮机如上所述, 能量密度很高, 所以振动问题较为突出。

图3示出水泵水轮机的振动和压力脉动的实例。与过去水轮机相比, 高水头大容量机增加了高频振动。转轮、厂房的频率都在100Hz内进行振动。轴振动和原水轮机相同, 转速与低负荷运行时的尾水锥中心引起的低频振动是

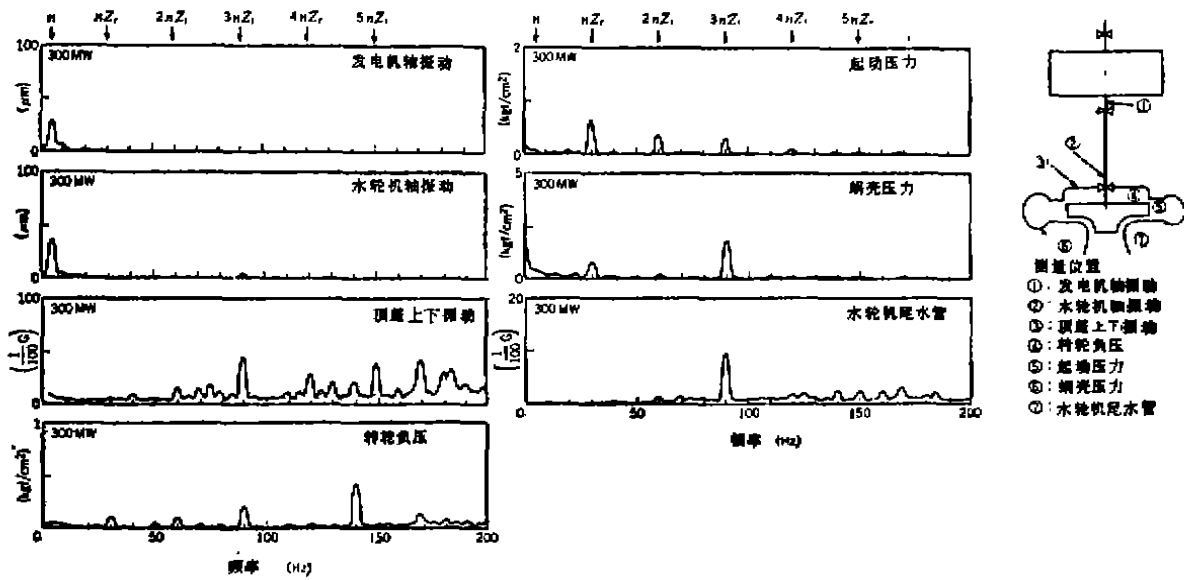


图3 水泵水轮机的振动实例

主要的。转轮和管路的振动等都与转速×叶片数及其倍数有关，由于尺寸的变化，部件的振动频率高，出现了高频和复杂振动。

8 转轮的振动

转轮是高水头大容量水泵水轮机的主要部件，其振动性能十分重要。由于采用高水头，所以必须要求转轮比转速小、形状呈扁平形。

随着容量增大，转轮的振动频率下降。如图4所示，由于水头高而使转速上升，所以容易出现转轮的共振现象。转轮的振型为圆盘型。这种振动与汽轮机的可动叶片和圆盘振动相近，对于不存在这样问题的水轮机，也应考虑这种发展倾向。

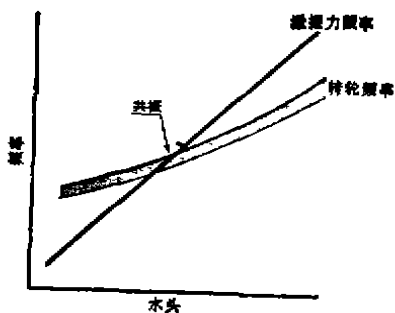


图4 转轮的振动特性变化

表1 转轮振动的研究项目

对象	项目	理论分析	空气中 激振试验	水中 激振试验	运行测量
简单圆盘型		0	0	0	-
真机扬程模型转轮		0	0	0	0
真机转轮		0	0	0	0

3.1 转轮在水中振动特性的确定

转轮在空气中振动特性可通过有限元法准确推断出(如图5所示)。大多数转轮解析结果可根据激振试验确定。因此，设计技术可供实用。

转轮处于顶盖、底环、密封包围的狭窄的水通道中，而且部件的主要频率属高频型，所以，转轮运行中的振动特性很难推断。

三菱重工从基础的圆盘试验开始，通过模型转轮的各种试验，进行了解析。而且以空气中激振试验为基础，通过水中激振试验和运行中转轮应力、压力脉动测量，对真机进行了转轮振动性能的测定，并从物理学角度进行研究，结论如下：

- (1) 共振点的衰减效果良好，峰值平缓。
- (2) 共振应力也并不比空气中测得高。
- (3) 当水中频率的下降率(水中频率/

空气中频率) 达到 1/2 时, 需对各部件进行充分的研究。

3.2 转轮激振条件、激振力和响应的评价

水泵水轮机导叶和转轮叶片根据模态平衡原理(激振的分布和振型的区别), 其激振条件满足下式:

$$nZ_r \pm N_D = mZ_g \quad (1)$$

式中 Z_r —— 转轮叶片数

Z_g —— 导叶数

N_D —— 节线数

n, m 为整数

转轮只有在满足理想的对称圆盘波型的情况下才会被激振, 除此而外, 不会出现响应峰值。然而, 真机转轮形状相当复杂, 有许多差异, 可基本按式(1)来考虑。表 2 列出了水泵水轮机在典型的叶片组合下的激振条件。无论哪种形式, 都没有不被激振的组合, 但希望采用最佳组合。

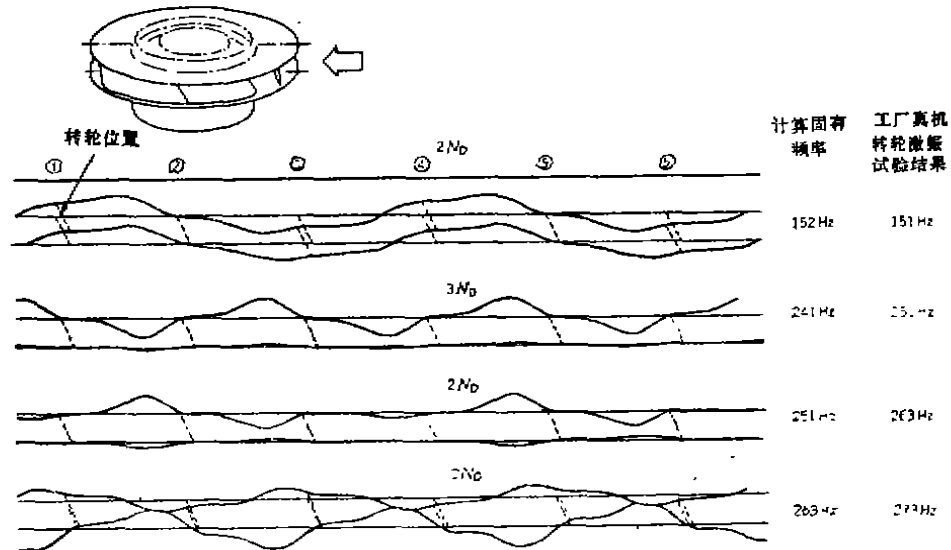


图 5 转轮振动波型解析结果

转轮振动响应可参考导叶尾流模型试验结果和真机的实际运行应力测量结果进行分析, 预测精度很高。对新设计的机组进行了符合真

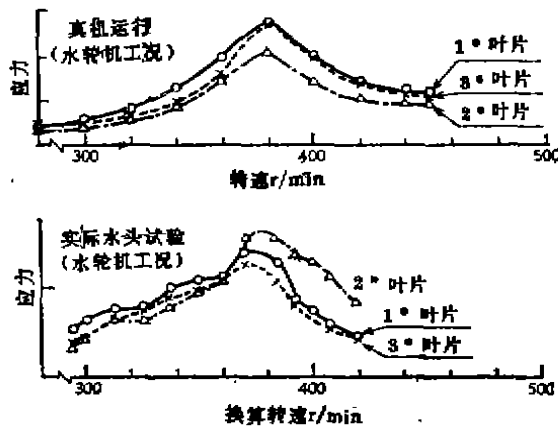


图 6 转轮应力实测结果

表 2 转轮和导叶数的组合与有效激振力

Z_g	N_D	16	18	20
8	0	—	0	—
	1	—	—	—
	2	0	—	0
	3	—	—	—
7	0	—	—	—
	1	—	—	0
	2	0	—	—
	3	—	0	—

注: $nZ_r \pm N_D = mZ_g$

— 不激振

o 激振

机扬程和水头的模型试验，并对共振点和振动应力进行了预测。图 6 示出试验结果。从图中可看出模型试验结果和真机实测数据非常一致。

4 轴系的振动

随着水泵水轮机向高速大容量方向发展，发电电动机和水泵水轮机采用相对增加各轴承间距和提高转速，使运行速度更接近于轴的临界转速，因此，对轴系的设计提出了更苛刻的要求。另外，在高水头高速化的同时，转动部件的激振力随之增大，同时增大了正常运行和过渡过程时轴的振动。因此，必须对轴系的振动问题进行充分的研究。

通过 500~600m 级水泵水轮机的真机轴振动计测记录，介绍了振动情况和振动验证方法。

4.1 真机轴振动

500~600m 级水泵水轮机在其运行状态下的轴振动波形如图 7 所示。表 3 列出了水泵水轮机轴振动波形分类。

引起水泵水轮机的轴振动主要原因如下：

(1) 水轮机空载和关闭水泵运行时转轮周围水的紊流引起的振动。

(2) 水轮机在部分负荷时，于锥管处引起的 $1/2 \sim 1/4$ 转速频率的振动。

(3) 在额定运行良好的流态下，由于机械、流体的不平衡力而产生的旋转频率的振动。

因而，在设计高水头、高速大容量机组时，必须认真考虑轴系的临界转速，研究上述的流体激振力和与此相应的主轴、轴承、轴承座的振动特性。

4.2 轴振动解析技术

确立轴系的振动解析技术后，通过给出的主轴的尺寸、发电电动机、水泵水轮机转轮的规格、轴承的性能，能够准确地计算出临界转速。另外，振动频率也可通过对流体激振力和轴承性能的计算，准确地预测出。

水泵水轮机的流体激振力，可通过模型试验^[3]，在主轴下侧的主轴上贴应变片，测定弯曲应力来求出。

本公司对轴承性能的解析技术也进行了各种研究，获取各种轴承形状的性能数据^[7]。在研制 550m 级水泵水轮机的轴承时，曾解析了油膜性能，同时通过可模拟真机的较大尺寸的模型试验，来验证负荷容量、弹簧常数的计算精度。并可预测和研究更大负荷、更高速度的机组。

为实现高速化，不仅对轴承的油膜性能、对转轮密封处的动态特性也进行了研究、计算。

图 8 示出了水泵水轮机的轴系振动解析例，充分考虑了水泵水轮机转轮部分的流体激振力、发电电动机的永磁发电机和轴承各部分以及转轮密封的性能。

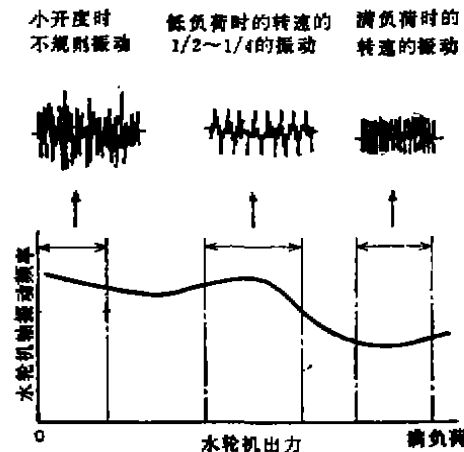


图 7 水泵水轮机在各种运行工况下振动大小及波形

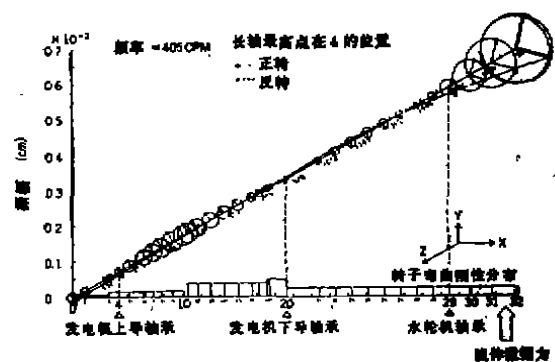


图 8 水泵水轮机轴系振动解析例

表3 水泵水轮机的轴振动

运行状态	性能		频率
	频率大小		
水轮机工况	满负荷	小	以转速频率为主
	部分负荷	大	与转速的频率, 但以转速的 $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{4}$ 频率为主
	空载	大	有转速频率, 但处在不规则的振动中
水泵工况	正常	小	以转速频率为主
	关闭	大	有转速频率, 但处在不规则的振动中

5 压力脉动和厂房振动

高水头大容量水泵水轮机厂房如图3所示, 在高频下振动。明显看出振动频率为叶片数×转速的3倍。

本公司对以下两种主要振动原因进行了研究, 确定了降低振动的技术。

5.1 振源研究

通过实测和考察水泵及水泵水轮机模型一系列压力脉动, 对激振源进行了研究, 并得出如下结论。

(1) 激振源是水轮机转轮入口(水泵工况时为出口)的压力脉动, 由转速×转轮叶片数及其倍数得出。

(2) 激振力如图3所示的充水压力脉动, 随着基波变成高频波形而变小。

可是, 实际发生的振动, 三维成分很大。从考察的结果可以看出, 由于转轮和导叶数组组合满足了式(1)的转轮激振的条件, 使压力脉动作为反冲力传递到固定部件上。相反, 如果不满足这种条件, 固定部件也和转轮一样很难被激振。

5.2 激振传递途径和增大原因

除以上激振条件外, 压力脉动是经过怎样的传递途径传到厂房的, 在传递途径中是否增大? 本文作了如下研究。

(1) 判断压力脉动传递到厂房的途径有以下三种, 本文通过真机的详细计测, 进行了

评价。

(a) 转轮→轴承→固定部件→厂房

(b) 充水水压→蜗壳→厂房

(c) 转轮→转轮负压区→顶盖→厂房

从以上结果看出, (b)的途径最为理想。

(2) 从(b)的传播途径可以看出, 蜗壳内的水压共振是激振力增大的主要原因。多种试验结果证明, 共振引起振幅增大。图9示出以数据形式表示的结果。图10为压力共振振型。

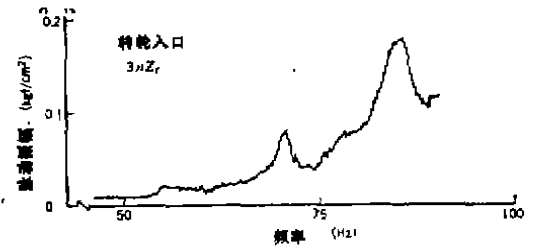


图9 压力脉动的共振响应实例

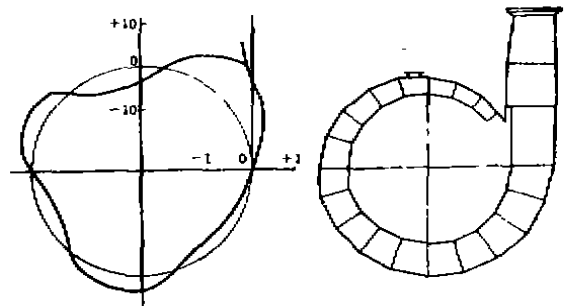


图10 蜗壳中水压共振的振型

6 振动的监视与诊断

核电站和火电站广泛应用旋转机械的振动监视、诊断系统。水电站应用轴振动仪进行状态监视。此外, 还进行固定监视, 并通过以下几点提高设备的可靠性。

(1) 通过调查定期检查前后的变化, 有效地确定运行情况。

(2) 使运行人员清楚地了解由于季节的不同运行状态的变化等情况。

(3) 通过调查事故的发生原因, 能大幅
(下转第73页)

$N_p = 0.73\text{MW}$ 。

但是,这一方案在设计水头下达不到设计出力,因此未能采用。

更换转轮的前提条件是,原有转轮的通道和现代转轮通道应完全相同。实际上,新转轮的全部优点并不是都能实现的:在水轮机上势必还要保留原有的一些部件,例如蜗壳、导水机构和吸水管。因为所有这些部件实质上《过于狭窄》,实际赢得的效率必然要下降。若以更换依沃夫斯克电站转桨式水轮机的经验为准,下降约2~3%,并应考虑水轮机的设计出力应留有一定的储备。有关现代转轮装入《狭窄》通道时其能量特性变坏的详细情况应根据相应的模型试验和计算研究求得,因为这些资料是必须提供的,至少在研究更换大型机组转轮时必须提供。

所叙述的在运行中的水电站更新和技术改造时水轮机主要参数选择的优化方法,可以是确定运行中的水电站设备改造的必要性和改造次序方面的一种较普遍的方法。同时,不一定仅局限于中等水量年份和枯水年份的机组规范出力分布。总结以前与水轮机工况有关的运行经验可以得到以后机组出力利用可能出现的情况,这些情况在选择新水轮机参数时应予考虑。

参 考 文 献

1 Дмитрухин А Ф, Серков В С. Техническое перевооружение и реконструкция действующих ГЭС—важное на-

(上接第65页)

度地缩减再调查、再试验的时间和费用。

由于本水电站机组的台数和检测点很少,所以,输入这种系统非常简便。

参 考 文 献

1 曾野等,高水头、高速水泵水轮机的技术问题,三菱重工技报,1980,17(2)

2 山上等,世界最高水头高速大容量蓄能机组,东芝评论,1983,38(12)

правление повышения их надежности и эффективности, Гидротехническое строительство, 1984 (9)

2 Иванченко И П, Косач Н С. Анализ эксплуатационной надежности Лопастей ПЛ гидротурбин. Энергомашиностроение, 1980 (6)

3 Иванченко И П, Дубов В М. Влияние эксплуатационных режимов на надежность гидротурбин Кременчугской ГЭС. Энергомашиностроение, 1984 (2)

4 Обрезков В И. Гидроэнергетика. М.: Энергоиздат, 1981.

5 Веников В А, Журавлев В Г, Филиппова Т А. Оптимизация режимов электростанций и систем. М.: Энергоиздат, 1981.

6 Цветков Е В, Алябышева Т М, Парфенов Л Г. Оптимальные режимы гидроэлектростанций в энергетических системах. М.: Энергоатомиздат, 1984.

7 Тиме В А. Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1976.

8 Вентцель Е С. Исследование операций. М.: Советское радио, 1972. С. 552
张绍华 李朝东 译自《Гидротехническое строительство》, 1989, № 1 王民富 校

3 Kanki et al. Experimental Research on the Hydraulic Excitation Force on the Pump Shaft. ASME Paper, 1981, 81-DET-71

4 日本机械学会编,滑动轴承静、动特性资料集,日本工业出版。

5 安田等,旋转电机振动的异常诊断系统,三菱重工技报,1987,24(5)

张志岩 译自《三菱重工技报》

1989, № 6 栾锡广 校